

© Мельниченко О. А., Подоляк О. С.

НАПРУЖЕНИЙ СТАН ГІЛЬЗ ЦИЛІНДРІВ ПРИ ДИНАМІЧНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ

Постановка проблеми. Вивчення закономірностей зміни напруженого стану гільз циліндрів у залежності від режимів роботи, є важливою задачею при дослідженні зносу гільз циліндрів двигунів застосовуваних на автомобільних кранах.

Аналіз досліджень. Вивчаючи опубліковані дослідження можна дійти висновку, що зміни напруженого стану при роботі автомобільного крана в режимі «підйом-опускання», відповідають несталому режиму. Пов'язано це з тим, що вантажопідйомні машини є машинами циклічної дії [1]. У машин циклічної дії рух, що має несталий характер, займає у загальному циклі значний час, і чим більша частка цього часу, тим вище динамічні навантаження, що діють на усі вузли й елементи машини [2], включаючи і гільзу циліндра двигуна.

Постановка задачі. Основною метою даної роботи є дослідження умов зміни напруженого стану гільз циліндрів двигуна автомобільного крана в залежності від динамічних режимів роботи, а також визначення зміни внутрішнього діаметру гільзи уздовж утворюючої циліндра.

Виклад основного матеріалу. Класична теорія пружності виходить із пружних властивостей твердого тіла і, отже, з існування однозначного (пропорційного) зв'язку між напругою і деформацією. Однак, у зв'язку з анізотропією напруженості у випадку додатка зовнішнього навантаження, різні мікрообсяги матеріалу мають неоднакові деформації, що відповідають локальній напрузі, у результаті чого між по-різному деформованими мікрообсягами виникають напруги зрушення.

Таким чином, реальні тіла володіють (навіть при малих напругах) недосконалою пружністю, тобто при циклічному деформуванні деформація відстає по фазі від напруги [3]. У зв'язку з наявністю зрушення фаз між деформацією і напругою не виконується закон Гука. Різниця між енергією, витраченою на деформацію, і енергією, повернутою зразкові після навантаження, приводить до виникнення розсіяної енергії за цикл деформації, велика частина якої перетворюється на тепло. Незалежно від природи джерел енергетичних втрат характеристикою циклічної в'язкості пружної системи вважається дисипація енергії, що залежить від величини відносини розсіяної енергії за цикл сталих коливань до амплітудного значення потенційної енергії пружної системи.

Для визначення величин напруг, що виникають у гільзах циліндрів у результаті впливу навантажувальних режимів роботи і для тарифування експериментальної установки, був проведений аналітичний розрахунок. Згідно [4], приймаємо, що розрахункові напруги і деформації в гільзі виникають від прикладених до неї вісесиметричних газових навантажень. Передбачається також, що на верхній фланець гільзи і її утворюючу діють рівномірно розподілені сили і моменти з постійною інтенсивністю (рис.1,а).

Розглянемо окремо фланець і гільзу використовуючи метод сил [4]. У місці приєднання фланця до гільзи буде діяти згинальний момент M_0 і поперечна сила Q_0 , віднесені до одиниці довжини внутрішньої окружності гільзи (рис.1, б).

Зазначені величини визначаються з умови безперервності в місці з'єднання гільзи і фланця:

$$\Theta_r = \Theta_\phi; \quad a_r = a_\phi. \quad (1)$$

При дії по краю гільзи моменту M_0 і поперечної сили Q_0 радіальне переміщення по краю гільзи

$$a_r = \frac{1}{2\alpha^3 D} (Q_0 - \alpha M_0) \quad (2)$$

де $\alpha = \sqrt{\frac{3(1-\mu^2)}{r_1^2 h^2}}$; D – твердість стінки гільзи; E – модуль подовжньої пружності; μ – коефіцієнт Пуассона.

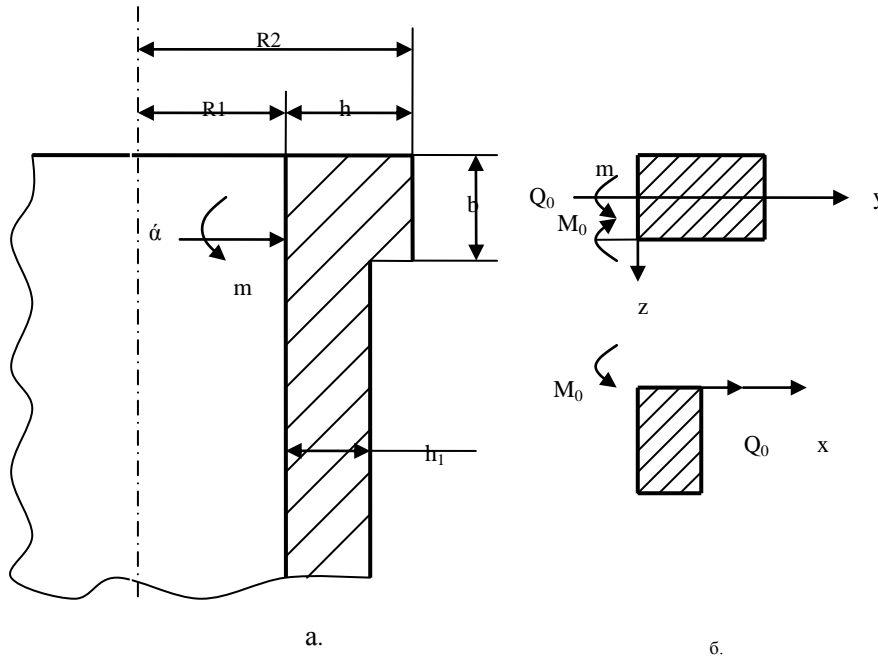


Рис. 1. Схема сил діючих на фланець гільзи.

Аналізуючи геометричне розташування сил і моментів, кут повороту краю гільзи можна знайти з рівняння:

$$\Theta_r = \frac{1}{2\alpha^2} Q_0 - 2\alpha M_0 \quad (3)$$

Деформація фланця визначається як деформація кривого бруса з порівняними розмірами радіуса кривизни і висоти поперечного перерізу.

Радіальне переміщення фланця від дії сил можна знайти з виразу

$$\delta = \frac{q_1 r_1^2}{EF'}, \quad (4)$$

де $q_1 = q - Q_0$; F' - площа приведенного перетину.

Від дії крутного моменту, m_1 фланець гільзи переміститься на кут

$$\varphi' = Q_\phi = \frac{q_1 r^2}{EF'}, \quad (5)$$

де $m_1 = m - M_0 - Q_2$; I'_y - момент інерції приведенного перетину F'_z щодо осі в.

Для прямокутного перетину

$$F' = F'_z = \beta F; \quad I'_y = \beta \frac{hb^3}{12},$$

$$\text{де } \beta = \frac{r_1}{h} \ln \frac{r_2}{r_1}.$$

Радіальні деформації нижнього краю фланця, що викликані поворотом на кут φ_1 ,

$$\delta_1 = \frac{b}{2} \varphi. \quad (6)$$

Тоді сумарне радіальне переміщення фланця можна записати у вигляді

$$a_\varphi = \delta_1 + \delta. \quad (7)$$

Вирішуючи спільно рівняння (1) і (7), одержуємо

$$\frac{Q_0 - M_0 - Q_2}{EF} \bar{r}_1^2 + \frac{b}{2} \times \frac{Q_0 - M_0 - Q_2 b/2}{EI'_y} \bar{r}_1^2 = \frac{1}{2\alpha^3 D} Q_0 - \alpha M_0; \quad (8)$$

$$\frac{Q_0 - M_0 - Q_2 - Q_2 b/2}{EI'_y} \bar{r}_1^2 = -\frac{1}{2\alpha^2 D} Q_0 - 2\alpha M_0;$$

Визначивши з рівняння (8) M_0 і Q_2 , знаходимо величину деформації гільзи

$$\varpi = \frac{e^{-\alpha x}}{2\alpha^3 D} Q_0 \sin \alpha x - \alpha M_0 \times (\cos \alpha x + \sin \alpha x); \quad (9)$$

Згинальний момент у гільзі

$$M = \frac{e^{-\alpha x}}{\alpha} Q_0 \sin \alpha x - \alpha M_0 \times (\cos \alpha x + \sin \alpha x); \quad (10)$$

Напруги, що виникають у гільзі,

$$\sigma_{\max} = \frac{6M_0}{h^2}. \quad (11)$$

Напруги у фланці, викликані радіальними і кутовими переміщеннями, можуть бути знайдені з наступної залежності:

$$\sigma_\rho = \left(\frac{q_1 r}{F'} + \frac{m_1 r_1}{I'_y} z \right) \frac{r}{\rho}, \quad (12)$$

де ρ - поточний радіус $r_1 \leq \rho \leq r_2$.

За допомогою рівнянь (8) і (11) був проведений розрахунок, що дозволив графічно визначити зміну внутрішнього діаметра гільзи уздовж утворюючої циліндра для ряду двигунів застосовуваних на сучасних автомобільних кранах (рис. 2)

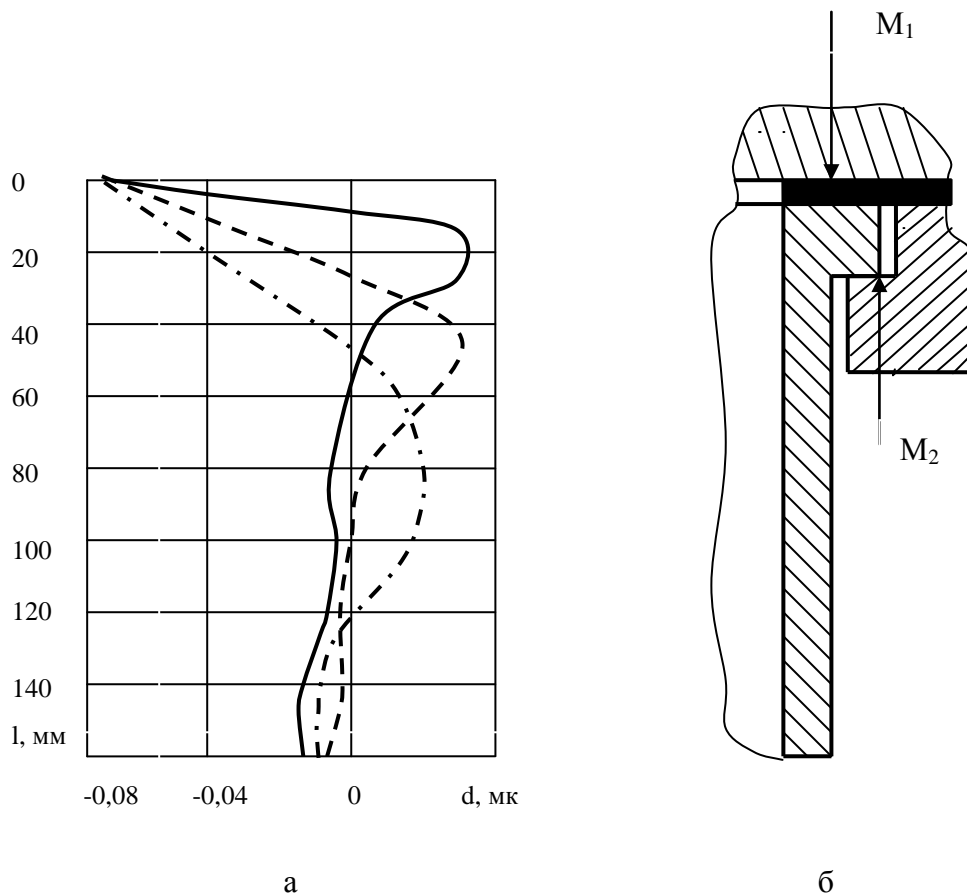


Рис. 2. Зміна внутрішнього діаметра гільзи вздовж утворюючої циліндра (а) та схема дії сил (б)

————— - ЗИЛ-130; - - - - - ЯМЗ-238; - · - · - · - КАМАЗ- 740.

З рисунка 2 видно, що напруги, які виникають уздовж утворюючої гільзи циліндра, розподіляються нерівномірно, що повинно привести до зміни внутрішнього діаметра гільзи. Якщо зіставити отримані залежності з відомими епюрами зносу, то вони мають визначену подібність. Установлено, що найбільший знос спостерігається в тій частині циліндра, де розташовані верхні компресійні кільця. Для двигунів ЗИЛ-130 зазначена зона знаходиться звичайно на відстані 60 – 80, для ЯМЗ-238 і КАМАЗ-740 на відстані 15 – 40 мм від верхньої крайки гільзи циліндрів. З залежностей, приведених на мал.2

а, видно, що на цих відстанях спостерігається також і найбільша деформація гільз.

За допомогою рівняння (2) були виконані розрахунки по визначенню максимальних напруг на внутрішній поверхні гільзи (табл. 1) з урахуванням того, що

$$P = 1,8 Pr_{\max} F_h, \quad (13)$$

де Pr_{\max} - максимальний тиск згоряння; F_h - площа, обмежена завалькованим краєм прокладки навколо камери згоряння.

Максимальні напруги на внутрішній поверхні гільзи циліндрів

Таблиця 1

Тип двигуна	Діаметр циліндра в, мм	σ_{\max} , МН/м ²
ЗИЛ-130	100	62,1 – 65,4
КАМАЗ-740	130	72,5 – 73,9
ЯМЗ-238	130	73,6 -74,2

Висновок. Через ряд допущень виконані теоретичні підрахунки не можуть цілком врахувати тієї великої кількості факторів, що існують у реальних умовах і впливають на деформацію гільз, тому необхідно поряд з теоретичними дослідженнями проводити експериментальні. Так, у запропонованих розрахунках прийняте допущення, що чавун, як сталь, підкоряється закону Гука, внаслідок чого модуль пружності є величиною постійною. Однак модуль пружності для різних чавунів змінюється зі зміною напруг що, напевно, повинне відбитися на точності розрахунків. Разом з тим проведені дослідження дають можливість визначити порядок величин деформацій і природу їхнього виникнення, що дозволяє більш обґрунтовано виконувати експериментальні дослідження. Об'єднавши результати теоретичних і експериментальних досліджень можна справедливо судити про вплив динаміки автомобільного крана на деформацію гільз циліндрів.

Список використаних джерел

1. Хархута Н. Я. Дорожные машины / Н. Я. Хархута. – Л. : Машиностроение, 1996. – 68 с.
2. Мишин И. А. Долговечность двигателей / И. А. Мишин. – Л. : Машиностроение, 1996. – 288 с.
3. Малмейстер А. К. Основы теории локальной деформации / А. К. Малмейстер // Механика полимеров. – 1985. – № 4. – С. 12–27.
4. Вихтер М. М. Конструкция и расчет автотракторных двигателей / М. М. Вихтер, Р. П. Доброгаев. – М. : Машиностроение, 1984. – 552 с.

Мельниченко О. А., Подоляк О. С. Напружений стан гільз циліндрів при динамічних режимах роботи

В роботі розглядаються умови зміни напруженого стану гільз циліндрів двигунів застосованих на автомобільних кранах в залежності від динамічних режимів роботи, був проведений розрахунок, що дозволив графічно визначити зміну внутрішнього діаметра гільзи уздовж утворюючої циліндра.

Мельниченко А. А., Подоляк О. С. Напряженное состояние гильз цилиндров при динамических режимах работы

В работе рассматриваются условия изменения напряженного состояния гильз цилиндров двигателей применяемых на автомобильных кранах в зависимости от динамических режимов работы, был проведен расчет, который позволил графически определить изменение внутреннего диаметра гильзы вдоль образующей цилиндра.

Melnichenko A. A., Podolyak O. S. Tense State of Shells of Cylinders at Dynamic Office Hours

The terms of change of the tense state of shells of cylinders of engines of applied on motor-car faucets depending on dynamic office hours are examined in

the work, a calculation which allowed graphically to define the change of internal diameter of shell along formative cylinder was conducted.